

⑤ Int. Cl. ⑥日本分類  
B 60 k 80 D 031  
F 16 h 80 D 032  
54 A 4  
80 A 02

⑩ 特許公報

日本国特許庁

⑪特許出願公告

昭47-31773

⑫公告 昭和47年(1972)8月15日

発明の数 4

(全19頁)

1

⑬差動型無段電動変速機

⑭特 願 昭43-37230  
⑮出 願 昭43(1968)5月31日  
⑯發明者 毛利陽一  
横浜市鶴見区馬場町402  
⑰出願人 日産自動車株式会社  
横浜市神奈川区宝町2  
代理 人 弁理士 清瀬三郎 外1名

図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例の骨子図、第2~4図はその特性図で、第2図は出力軸回転速度に対する各部の回転速度図、第3図はトルク特性図、第4図は動力特性図である。第5~8図はそれぞれ変型実施例を示し、第9図は第7、8図の速度線図である。第10、11図も変型実施例を示し、第12図は第10図の速度線図である。第13~20図はモーターを2速減速した場合の説明図で、第13図はその場合のトルク特性図、第14~20図はそれぞれ変型実施例を示す。第21~27図はエンジンに対してオーバードライブのできる型式の説明図で、第21、22図はその実施例、第23図はその速度線図、第24図は車速に対するトルク関係図、第25、26図は他の実施例、第27図は他のトルク特性図例を示す。第28、29図は本発明に適用され得る内歯車のない遊星歯車組の2例を示し、各図のイは正面図、ロは側面図であり、第30~32図はその実施例を示す。尚第33図は本発明の電気受関係図例を示すものである。

発明の詳細な説明

本発明は差動型無段電動変速機であつて元来電気式の自動変速機としての考え方から出発しているが適當な蓄電池を用いることによりハイブリット式電気自動車として利用出来る。しかも動力伝達は分割方式を用い、1つの経路は電気的に発電

機、電気モーターによりエネルギーの転換を行なうが、他の1つの経路は機械的に直接エネルギー伝達を行なうのでほとんど損失がない。しかも普通の走行では主に機械的伝達のみを用いることも可能である。これを普通のガソリン自動車に比較すると、エンジンは小容量のものを用いスロットルバルブは當時全開のまま用いるので排気による大気の汚染は少ない。全出力はエンジン出力とモーター出力の和になるので、モーター出力のみによる普通のハイブリット方式より小さいモーターですむ。エンジン出力に対し電気的出力を併用するのは発進、登坂、最高速のみで普通の平地走行には電気を使わないので蓄電池容量は小型ですむ等の利点がある。

本発明の第1の実施例に就き述べるとエンジンよりの入力は単純遊星歯車のキヤリアーに加えられてサンギヤーとリングギヤーに2分される。サンギヤーのエネルギーは発電機のローターを回し発電作用を起す。リングギヤーは直接に出力軸へつながるので機械的に車両を動かす動力を伝える。しかしこのトルクは発進及び登坂には不充分なので、発電されたエネルギーが出力軸に直結されたモーターに加えられて大きなトルクになつて再生される。車両が止つている時はサンギヤーは入力軸より高速回転を行なうので発電機は小型化することができる。モーターから出力軸に至る経路も減速することによつてモーターの高速化ができる。これも一層小型にできる。

さらにこれを2速に変速することにより車両が低速走行の時にモーターを高速で回し、大きい出力を得ることができる。又エンジンより出力軸に至る間をオーバードライブの状況にして、エンジン側を出力軸より低速回転として走行抵抗に合つたエンジン出力を得ることができる。

第1図は本発明実施例の骨子図を示す。エンジンから入力軸Iに伝わった動力P<sub>i</sub>は遊星歯車のキヤリアC<sub>1</sub>に伝わり2分割される。遊星歯車のサン

2

機、電気モーターによりエネルギーの転換を行なうが、他の1つの経路は機械的に直接エネルギー伝達を行なうのでほとんど損失がない。しかも普通の走行では主に機械的伝達のみを用いることも可能である。これを普通のガソリン自動車に比較すると、エンジンは小容量のものを用いスロットルバルブは當時全開のまま用いるので排気による大気の汚染は少ない。全出力はエンジン出力とモーター出力の和になるので、モーター出力のみによる普通のハイブリット方式より小さいモーターですむ。エンジン出力に対し電気的出力を併用するのは発進、登坂、最高速のみで普通の平地走行には電気を使わないので蓄電池容量は小型ですむ等の利点がある。

本発明の第1の実施例に就き述べるとエンジンよりの入力は単純遊星歯車のキヤリアーに加えられてサンギヤーとリングギヤーに2分される。サンギヤーのエネルギーは発電機のローターを回し発電作用を起す。リングギヤーは直接に出力軸へつながるので機械的に車両を動かす動力を伝える。しかしこのトルクは発進及び登坂には不充分なので、発電されたエネルギーが出力軸に直結されたモーターに加えられて大きなトルクになつて再生される。車両が止つている時はサンギヤーは入力軸より高速回転を行なうので発電機は小型化することができる。モーターから出力軸に至る経路も減速することによつてモーターの高速化ができる。これも一層小型にできる。

さらにこれを2速に変速することにより車両が低速走行の時にモーターを高速で回し、大きい出力を得ることができる。又エンジンより出力軸に至る間をオーバードライブの状況にして、エンジン側を出力軸より低速回転として走行抵抗に合つたエンジン出力を得ることができる。

第1図は本発明実施例の骨子図を示す。エンジンから入力軸Iに伝わった動力P<sub>i</sub>は遊星歯車のキヤリアC<sub>1</sub>に伝わり2分割される。遊星歯車のサン

ギヤー S<sub>1</sub>は発電機のローター G Rを回し、リングギヤー R<sub>1</sub>はフィールド G Fを回す。発電機のフィールド M Fは車体 Bに固定され、ローター M Rは出力軸 O<sub>2</sub>に結合される。コントローラ C Tは発電機のフィールド電流を制御する。

中間軸 O<sub>1</sub>にはモーターのローター M Rが取付けられる。モーターのフィールド M Fは車体 Bに固定され、ローター M Rは出力軸 O<sub>2</sub>に結合される。コントローラ C Tは発電機のフィールド電流を制御する。

御して発電機の吸収トルクを加減してフィールドとローターの回転速度差を一定に保ちつつ発電させた通りである。

そのために入力軸 I (又はエンジン)と出力軸 O<sub>2</sub>にはガバナ G<sub>i</sub>及び J<sub>i</sub>を備える。ノックセルレーダーベタル Aによりコントローラ C Tに指示をあたえ、出力軸回転速度を比較してモーターの駆動トルクを制御する。アクセルを踏めばモーターの発生トルクが増大して車輛を加速し、放した時はモーターをも発電機として電力を回収して制動することが出来る。尚 C Lは直結クラッチ、P Bはパーキングブレーキ

尚コントローラ C T及び各部電気の収受関係図を第33図に例示し、又下表に例記した。

| 運転条件   | エンジン rpm | 信号   | 発電機  |       | 充電量 | モーター rpm | 出力軸    |        | アクセルペイル信号 | 摘要       |
|--------|----------|------|------|-------|-----|----------|--------|--------|-----------|----------|
|        |          |      | リレー  | バッテリー |     |          | 信号     | ガバナー信号 |           |          |
| アイドリング | 2000     | 発回転電 | 6000 | 発電    | 充電  | 0        | 停止     |        | 速度指示      |          |
| 中速     | 4000     |      | 8000 |       |     | モーター     |        |        |           |          |
| 高速     | 6000     | 差維持機 | 0000 | 電     | 電   | 4000     | 出力     |        |           |          |
| 最高速    | 6000     |      | 6000 | 直放電   |     | 6000     | 直結指示   |        |           | 直接クラッチ結合 |
| 発電制御   | 4000     |      | 4000 | 結充放電  |     | 4000     | 発電モーター |        |           | 直接クラッチ結合 |

上記に於いてその機能説明を下記する。

#### (I) 回転速度

遊星歯車のキヤリア、リングギヤー及びサンギヤーの各回転速度を N<sub>i</sub>、N<sub>o</sub>及び N<sub>s</sub>とすると、

$$(l+1) N_i = l N_o + N_s$$

(lはリングギヤー歯数のサンギヤー歯数に対する比を表わす。)

となる。第2図はこれ等の回転速度が N<sub>o</sub>と共にどの様に変化するかを示した。図に於いて a—b 間は発電機のフィールドとローターの回転差 N<sub>g</sub>=N<sub>s</sub>-N<sub>o</sub>を 6000 rpm に保ち、l=2.0とした時を示す。この時ローターは f-g の変化を示し、入力軸は d-e の変化を示す。ここでエンジンは最高速度に達するのでこれより高速側でエンジンの回転速度を一定に保つために発電機のローターの回転速度を g-c の様に変化させると入力軸は図の e-c に示す様に一定になる。

#### (II) トルク及び動力の N<sub>o</sub>に対する変化を第3図及

び第4図に示す。第3図の縦軸は入力軸トルク T<sub>i</sub>に対する各トルクの比を示す。入力軸より入ったトルクは遊星歯車でリングギヤートルク T<sub>r</sub>と発電機ロータトルク T<sub>g</sub>に2分される。この時

$$T_R/T_G = l \quad T_R + T_G = T_i \quad \text{であるので}$$

$$T_R = \frac{l}{l+1} T_i$$

$$T_G = \frac{1}{l+1} T_i \quad \text{となる。}$$

35 発電機では T<sub>G</sub> はローターよりフィールドに引張りトルクとなつて伝わるので中間軸 O<sub>1</sub>には T<sub>R</sub> + T<sub>G</sub> = T<sub>i</sub> なるトルクが発生する。即ち入力軸から得た動力 N<sub>i</sub> T<sub>R</sub>、サンギヤーには N<sub>s</sub> T<sub>G</sub>だけ伝わる。リングギヤーに伝わった動力はそのまま中間軸 O<sub>1</sub>に伝わった動力は N<sub>s</sub> T<sub>G</sub>だけ発電エネルギーとなり、残りの

$$(N_S - N_G) T_G (= N_o T_G)$$

は機械的に中間軸へ伝達されるので中間軸のトルクは N<sub>s</sub> T<sub>R</sub> と加わって N<sub>s</sub> T<sub>i</sub> なる。これは第

3図及び第4図のa-b-cで表わされる。

モータートルクは第3図のa-h-f-u-cとなるので全出力はo-n-i-u-pとなる。

この時の動力は第4図において全出力p-uに對してモーター出力はc-uでありエンジン出力はp-cとなる。もし動力公割を用いない時はモーター、エンジン共にp-uの出力が必要なわけである。発電機で電力に転換されたエネルギーは第4図でh-d-e-cに示される。

このうちモーターで直接再生されうるものはh-i-e-cであり、そのトルクは第3図のa-h-i-e-cとなる。曲線i-e-cは充放電の平衡を保つ線で、走行抵抗がこの線より下の時は充電され、上の時は放電される。

### (III) 発電制御

自動車が平地走行を行なつてある時の抵抗を第3図のj-k-u線にあるとするとj-k間はそのエネルギーはエンジンのみで充分供給出来る。k-l間はこれに発電機のエネルギーを加えただけで充分である。蓄電池のエネルギーを放出するのはl-u間だけであるが、この区間は車速120km/h以上であり、普通の走行では余り使われない。この放電域の使われるるのはこの様な特殊な高速又は登坂、加速時のみであるのでこれを使用する時間は比較的短かく充電時間の方長くなるのでこれを制限する必要がある。その時には蓄電池の充電状況に応じてエンジンの制御回転速度を設定し、例えば第2図のm点に達すればそれ以降はm+n線に沿つて制御することも可能である。この時は発電機のロータ回転速度はs-nに沿つて制御される。又制御装置を簡単にするためにエンジン回転速度はm-t、発電機ロータはs-tに沿うように制御しても差支えない。その時はエンジンの最高速度制御はe点よりエンジンはe-bに、発電機ロータはg-bに沿つて制御されることになるであろう。この制御は直結クラッチCLを電磁的に作用させるのが便利である。

### (IV) 電力回収

これはエンジンのスロットルバルブを閉めないのでエンジンブレーキを利用出来ない。しかしモーターに発電機能をもたせることによつて電気ブレーキを用いることが出来る。又第4図からもわかるように低速においては機械伝達動力だ

けでも走行抵抗より大きいので速度制御のためにモーターによる電気ブレーキが必要となる。

#### (V) ブレーキ

低速の時はエンジンを用いなくてもモーターだけで充分に走行出来る。もしエンジンのスタートモーターが利かないか、無い時にはモーター走行を行なつてその後に発電機に電流を流してエンジンを始動することも出来る。

後退時はモーターのみで走つても良いので逆転歯車は不要である。

車両を止める時はフートブレーキと電気ブレーキを併用すればモーターの制動力を出力軸の回転速度に関連づけて制御出来るため高速走行時のスキッド防止に役立ち得る。この装置のついた車両は停車中にエンジンより入力トルクを受けクリアーブする心配があるのでパーキングブレーキを用い常時は機械的にこれがロックして発進に際して自動的に解除する方法を用いると良い。

#### 20 本装置の特徴をまとめると下記の通りである。

- (1) 動力分割式であるので損失が少なく効率が良い。
- (2) 無段変速であるので変速ショックの心配がない。
- (3) 電気系統には一部の動力しか伝わらないので発電機、モーターが小さい。
- (4) 比較的小さいエンジンで大きい駆動力が得られる。
- (5) 適当な蓄電池を用いると短時間は電気のみで動く。
- (6) 低速時でもエンジンのスロットルバルブは閉めないので排気による大気の汚染は少ない。
- (7) 電気制動によるエネルギーの一部回収あるいはスキッド防止が出来る。

35 (8) 蓄電池の状況に応じてエンジンの常用回転速度の制御を行なつて充電の調整が出来る。

尚第1図実施例の変型配置例として第5~12図を掲げる。添加符号は第1図のそれに対応するものである。尚追加符号としてl<sub>1</sub>, l<sub>2</sub>等は第1、第

2等の遊星歯車組を示す。

第5図は寸法の大きいモーターをエンジンに近く置くので配置が良い。

第6図は遊星歯車を発電機の後部に配置するのでそれに対する潤滑油の供給が容易で、かつ油の

温度を下げ得る。

第7図では発電機は入力軸Iに対して増速され  
出力軸O<sub>2</sub>はモーターに対して減速される。第8図  
の如く発電機を前置すればフランシュの配置も都  
合が良く、発電機とモーターを分離してプロペラ  
軸でつなぐこともできる。

第9図は $\ell_1=3$ ,  $\ell_2=2$ とした時の第7, 8図  
の速度線図であり ( $N_{\max} = 5000 \text{ rpm}$ ,  
 $N_{\min} = 15000 \text{ rpm}$ とした)、各縦線は  
それぞれの歯車の回転速度を示す関数尺で傾線は  
各状態における歯車の速度関係が一直線上にある  
ことを示す。

第10図はモーターの回転方向は反対になるが  
モーターの減速比を小さくすることができる。

第11図の如くダブルピニオン遊星歯車組R<sub>2</sub>,  
C<sub>2</sub>, S<sub>3</sub>を用いるとモーターは正方向の回転で減速  
比は小さくなる。

第12図は $\ell_1=3$ ,  $\ell_2=2.5$ とした時の第10  
図の速度線図である(発電機とモーターの最高回  
転速度が一致する)。

上記各実施例では急坂で始動する様な場合には  
充分な力がでない心配がある。その対策としては  
モーターから出力軸に至る動力伝達経路を2速減  
速装置とし、発進及び登坂には低速域を用い、平地  
走行には高速域を用いると良い。

第13図はこの場合は性能曲線で $o h f u p$ は  
高速域、 $O h f u p$ は低速域の性能曲線を示す。  
トルクの大きさ $a_h$ は $c_u$ の3倍であるが減速比  
2.5と仮定してあるので $a_h$ は $c_u$ の7.5倍で $o_h$   
は $p_u$ の3倍となる。p点の車速を $150 \text{ km/h}$   
と仮定するとp'点は $60 \text{ km/h}$ となる。

このような性能をもつ減速歯車付のモーターを  
もつ配列は色々ある。第14図に示す実施例は2  
つの単純遊星歯車を直列したものである。モータ  
ーから出力軸O<sub>2</sub>に至る伝動経路は低速及び後退の  
時はハイクラッチCHを開放し、ローブレーキLB  
を結合して第3遊星歯車組 $\ell_3$ のリングギヤーを固  
定する。低速ではモーターを正転し、後退では逆  
転する。高速ではローブレーキLBを開放しハイ  
クラッチCHを結合する。今仮に第2遊星歯車組  
 $\ell_2$ と第3遊星歯車組 $\ell_3$ の寸法を同じとし、両者の  
リングギヤーのピッチ円半径がサンギヤーのピッ  
チ円半径の $\ell$ 倍であるとすると各速域に於ける出  
力軸のモーターのローターに対する速比は

低速:  $R_1 = (\ell + 1)^2$

高速:  $R_2 = (\ell + 1)$

$$\therefore R_1 / R_2 = (\ell + 1) \text{ となる。}$$

例えば $\ell = 2.0$ であるとすると、 $R_1 = 9.0$ ,  
 $R_2 = 3.0$ ,  $R_1 / R_2 = 3.0$ となる。

この図では発電機G FとモーターM Rの間はプロ  
ペラ軸Pで繋いである。それは発電機をエンジン  
と一体にし、モーターはこれと分離して後車軸に

近く配置することで車両の重量分布を改善するの  
に役立たせることができる。第15~17図は他

もプロペラ軸Pは第2遊星歯車組 $\ell_2$ のリングギヤ  
ー、第3遊星歯車 $\ell_3$ のキヤリアと結合し出力軸に  
接続する。又第2遊星歯車組のサンギヤーと第3

遊星歯車組のリングギヤーは結合し、ハイブレー  
キHBと接続する。第2遊星歯車の組キヤリアは  
ローブレーキLBに接続し、第3遊星歯車組のサ  
ンギヤーはモーターのロータMRに接続する。車

両が低速又は後退運動をする時はハイブレーキHB  
20を開放してローブレーキLBを結合して第2遊星  
歯車のキヤリアを固定する。車両を高速で前進さ  
せる時はローブレーキLBを開放し、ハイブレー  
キHBを結合して第3遊星歯車組のリングギヤー

25を固定する。この時は第2遊星歯車組のキヤリア  
は低速で生転するのでローブレーキと並列に図の  
点線で示す様な一方向クラッチCOを用い、第2  
遊星歯車のキヤリアは正転を許すが逆方向にロツ  
クされる様にすると低速前進では何れのブレーキ  
も固定せずに開放しても第2遊星歯車は反力を受  
けて逆転しようとするのを止められてローブレー  
キを作用させたと同じ条件になつて出力軸は低速

前進する。高速になる時はハイブレーキを作用さ  
せると直ちに高速状態となり低速から高速に移る  
時の変速ショックを防止できる。(第14図の場

合も点線の位置にワンウェークラッチCOを用い  
同様にできる)。

これ等の歯車組のリングギヤーのサンギヤーに  
対する歯数比を第2遊星歯車組では $\ell_2$ 、第3遊星  
歯車組では $\ell_3$ とすると、各減速比は

低速:  $R_1 = \ell_3 (\ell_3 + 1) + 1$

高速:  $R_2 = \ell_3 + 1$

$$\therefore R_1 / R_2 = (\ell_2 \ell_3 + \ell_3 + 1) / (\ell_3 + 1)$$

例として $\ell_2 = \ell_3 = 2.4$ と仮定すると $R_1 = 9.16$ ,  
 $R_2 = 3.4$ ,  $R_1 / R_2 = 2.7$ となる。

第18～20図まではモーターを車両の最後部に配置し減速歯列とモーターの中間にハイポイドギヤーH P G, H C Gを用いて後車軸R Sを回転させる場合を示す。減速歯車列の配列はそれぞれ第15～17図と同様であり、各歯車の作動も同じであるが、出力軸O<sub>2</sub>は第3遊星歯車組のキヤリアに対しレバロペラ軸とは反対側に取りつけられている点が相違している。これ等の図はエンジンよりの入力軸、発電機その他は省略してあるがその機能も前例と同じである。この場合の出力軸O<sub>2</sub>は中空軸となり、その中にはモーターよりの伝導軸があつて後方もモーターのトルクを第3遊星歯車組のサンギヤーに伝える。出力軸にはハイポイドビニオルギヤーH P Gを取りつけ、これに噛み合うクラウンギヤーH C Gに動力を伝え後車軸R Sを回転させる。第1～15図の実施例では第3図に示す横に走行抵抗が機械的伝達トルクと平衡を保つた点における出力軸の回転速度は4000 rpmになり、これを車速に直すとほぼ100km/hに近い。これは郊外を走るには丁度良いが市内走行には早すぎるので市内では常にその余裕馬力は発電に消費しなければならないので発電が過剰になる心配がある。その1つの対策はエンジンを比較的小さくしてモーターの負担する馬力を大きくすることである。他の一つの対策はエンジンに対し出力軸をオーバードライブの状況にして発進、登坂、最高速走行の時はエンジン出力を充分に利用し、市内走行の時は出力軸よりもエンジン回転速度を低くしてエンジンの発生馬力を切限してその出力のみをもつて走行抵抗と平衡を保つ方法である。以下その内容について説明を行なう。第21図はその基本型となるもので、第1図に対し遊星歯車組と発電機を反対配置とし、発電機のロータG RをオーバードライブブレーキO Bによつて停止する時はエンジンに対し出力軸はオーバードライブの関係になる。第22図はさらにモーター側のロータより出力軸O<sub>2</sub>に対して減速して伝導するようにし、モーターを高速軽量化するものでモーターの作用は第8図と同じである。第9,

10図の配置も可能であるがその作用も同じであるので説明は省略する。この両者における出力軸回転速度に対する各メンバーの回転速度の関係を第23図に示す。点線はオーバードライブにしない時のサンギヤーの回転速度N<sub>s</sub>とキヤリアの回転

速度N<sub>d</sub>であるが、オーバードライブにするためにブレーキを作用させるとサンギヤーは止まりN<sub>s</sub>に示す様になる。さらに入力軸につながるキヤリアの回転速度はN<sub>i d</sub>となり、出力軸よりは低い速度で回転する。これ等のトルクの関係はオーバードライブにしない時は第3図と同じであるが、オーバードライブにした時は第24図に示した様に機械的伝達トルクは減少する。モータートルクはその上に加えられるが全体としては第3図より小さい出力トルクとなる。又この時は発電機には発電作用を行なわせていないので電気的にはモータートルクは全域が放電域になる。もしこの時に発電機に発電作用を行なわせるとそれに消費された動力に相当する分だけ機械的伝達トルクは減少する。平地における走行抵抗を*k l*とするとその線と機械的伝達トルク線a cの交点kが機械的伝達トルクと走行抵抗の平衡する点である。図ではこの点の走行速度は約50km/h附近になつているがもしこれより低速で走る時は発電機を作用させ、高速にする時はモーターを作用させる様にアクセルペダルの指示によりコントローラーを操作するといい。

この状態ではエンジンは常に出力軸より低速回転を行なうので静かな運転を期待出来るが、もしその回転が下がりすぎてエンジンがノックする位になるとオーバードライブブレーキを解除して平常の状態にできる。第25図はモーター側に2速減速装置をつけた場合で第14図に相当する歯車列である。第15～17図に相当するものも可能であるが、これ等の図を比較すれば容易に理解できるので省略する。第26図は最終減速歯車をハイポイドギヤーにして減速歯車列とモーターの中間に頭した場合でも第18図に相当した歯車列の場合を示す。第19, 20図に相当した歯車例も可能であることは容易に理解できるので説明は省略する。第27図はこの場合のトルク曲線を示す。横軸に出力軸の回転速度を取り、縦軸に各種の運転条件に応じた出力軸トルクをエンジントルクにする対比で示した。点線及び一点鎖線は第13図に示す低速域と高速域と同じである。実線は市内走行に適する中速域で発電機側はオーバードライブの状況にしてモーターは第25図ではハイクラッチC Gを結合し、第26図の時はハイブレーキH Bを結合して高速

11

状態にした場合である。この構造では発進及び登坂の時は低速域の状態とし、市内走行では中速域、最高性能を要求される時は高速域の状況にアクセルペダルと車速ガバナーの信号によりコントローラー C T を作用させ、それぞれオーバードライブブレーキ O B 、ローブレーキ L B 又はハイブレーキ H B を作動させ発電機及びモーターの制復を行なえるあらゆる走行条件に適合した運転操作が可能であり、現在の強力なエンジンによる走行運動性をそれより小さいエンジンと蓄電池エネルギーによって達成出来る。尚前記各種実施例中に示された遊星歯車装置は第 28 、 29 図に示す如き内歯歯車のない遊星歯車組装置に変更実施することもできる。第 28 、 29 図に於いて C はキヤリア、 S<sub>1</sub> 、 S<sub>2</sub> 、 S<sub>3</sub> は第 1 、第 3 のサンギヤー、 P<sub>1</sub> 、 P<sub>2</sub> 、 P<sub>3</sub> は第 1 、第 2 、第 3 のプラネットギヤーに相当し、単純遊星歯車組と同様の作用をする。

第 30 図に示すものはその基本的なもので、第 8 図に相当するものである。

第 31 図はモーターの減速を 2 速に変える場合であつて、その第 2 遊星歯車組は第 29 図に示したものである。

第 32 図は終減速歯車をハイボイドギヤーにしてモーターをその後に配列した例である。その作用は第 30 図と同一であるので特に説明しない。又この場合に第 2 遊星歯車組を第 29 図と同様にすることも可能なことは前例より容易に理解できる。

又これ等の配列は前記したようにプロペラ軸をエンジンに対してオーバードライブすることも可能である。特にそのためには図示しなが一例として第 30 図の場合は車両が高速になつた場合にロータリーフィールド G F を固定すればアーマチュア側なキヤリアより高速に回転する。即ち第 14 図の回転フィールドと発電機ローターの関係を第 30 図では置き換えて発電機アーマチュアと回転フィールドにすれば良いので、このためには回転フィールドにオーバードライブブレーキを付け、プロペラ軸にはバーキルグブレーキを取り付ければ容易に構成できる。

#### 特許請求の範囲

1 内燃機関を原動機とし発電機と電気モーター組を合せて変速機とする車両用伝動装置において、

12

内燃機関よりの入力軸は単純遊星歯車組のキヤリアに結合し、単純遊星歯車組のサンギヤーは発電機のアーマチュアに結合し、その単純遊星歯車組のリングギヤーは発電機の回転フィールド及び出力軸に結合し、モーターのフィールドは車両に固定し、モーターのアーマチュアは前記の出力軸に結合し、この出力軸に与えられた原動機のトルクとモーターのトルクの和で車両を駆動し、前記遊星歯車組のサンギヤーとリングギヤーの回転速度の差で発電を行ない、別に備えられた蓄電池に電力を一時貯え、発進、急加速、登坂、高速高速時等においてこの電力を再生して電気モーターに送り高出力を得ることを特徴とする差動型無段電動変速機。

2 内燃機関を原動機とし発電機と電気モーターを組合せて変速機とする車両用伝動装置において内燃機関よりの入力軸は単純遊星歯車組のキヤリアに結合し、該単純遊星歯車組のサンギヤーは発電機のアーマチュアに結合し、その単純遊星歯車組のリングギヤーは発電機の回転フィールド及び出力軸に結合し、モーターのフィールドは車両に固定し、モーターのアーマチュアは前記の出力軸に減速装置を介し結合して電気モーターを高速回転させて小型化する事を特徴とする差動型無段電動変速機。

3 請求範囲 1,2 において発電機の第 1 回転子にオーバードライブブレーキをケースとの間にもうけ、この回転部分を回転又は停止の何れの作用も可能とし、通常の運転ではこの出力軸にあたえられた原動機のトルクと電気モーターのトルクの和で車両を駆動し、発電出力は蓄電池に電力を一時貯え、発進、急加速、登坂、高速時等にこの電力を再生して電気モーターに送つて高出力を得ると共に経済運転の時にはオーバードライブブレーキを作用させて原動機に対して出力軸を高速で回転させ、同一車両速度に対し原動機の回転速度を低下させて出力を減少させ、その出力と車両走行抵抗の過不足は発電機で吸収させるか、電気モーターによつて出力を発生させるかによつて調整することを特徴とする差動型無段電動変速機。

4 請求範囲 1 ~ 3 に於いて単純遊星歯車組を内歯歯車のない遊星歯車組に置きかえたことを特徴とする差動型無段電動変速機。

図 1

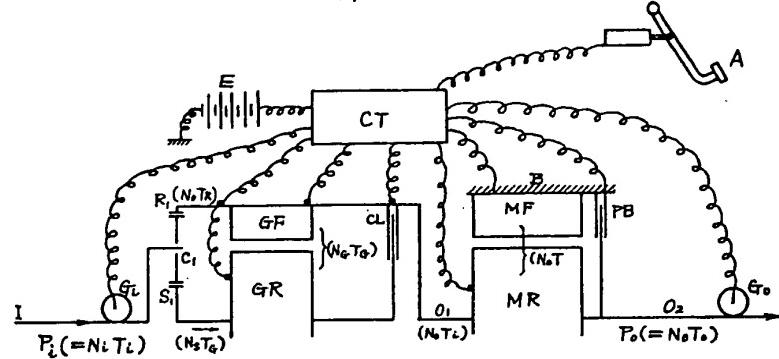
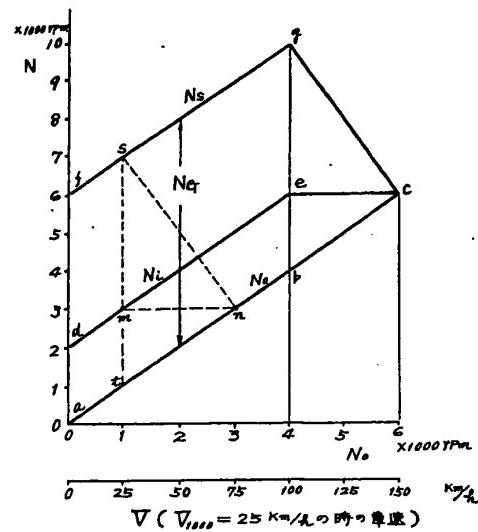
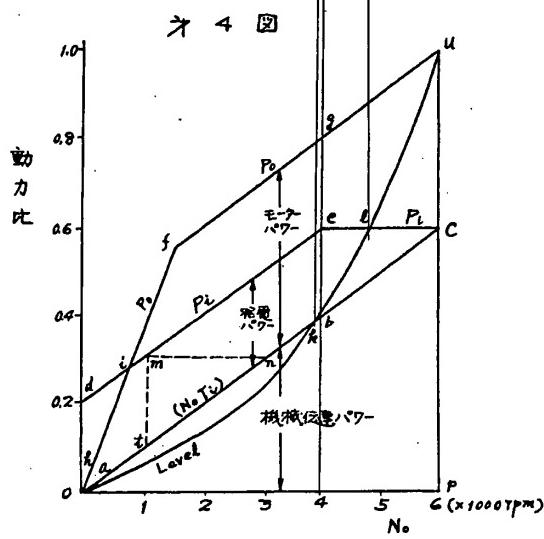
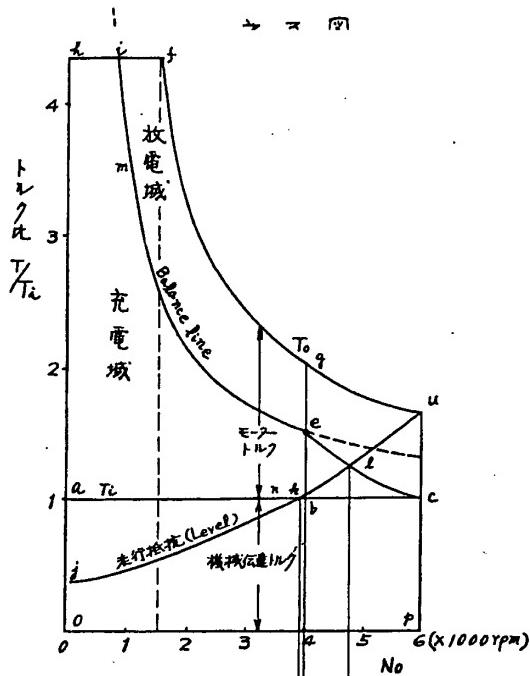
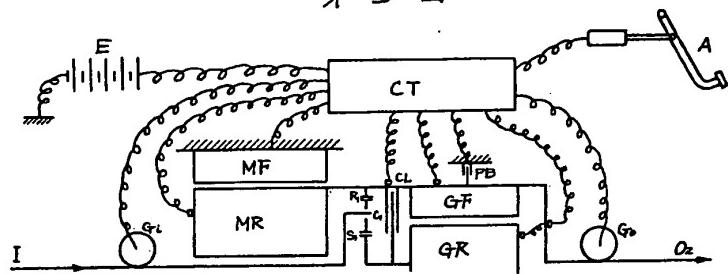


図 2

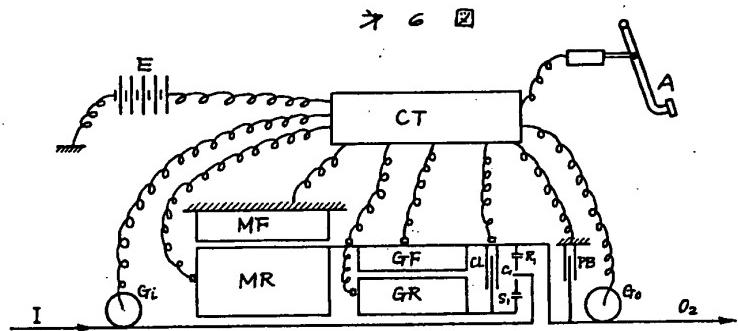




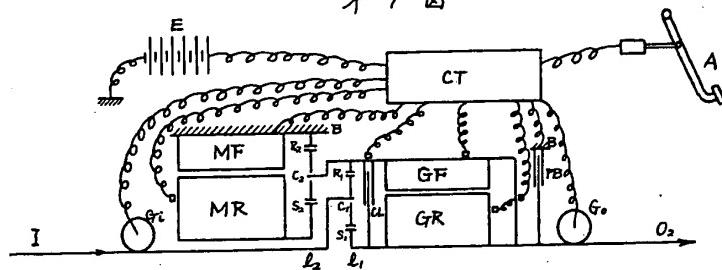
第5図



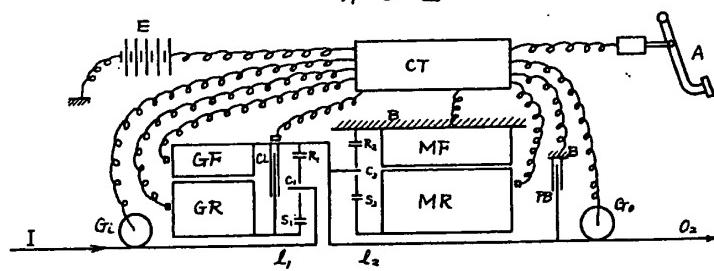
第6図



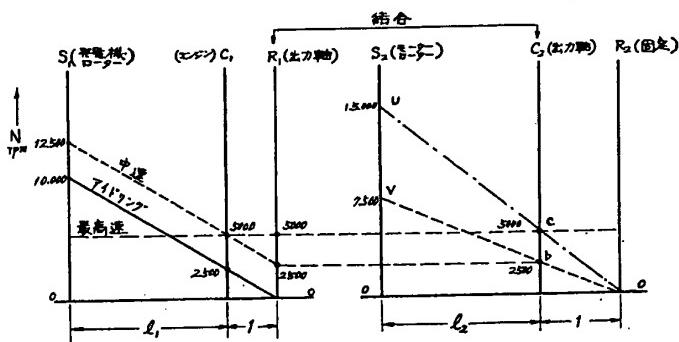
方7図



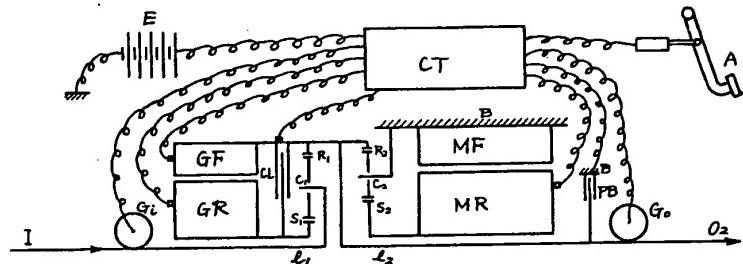
方8図



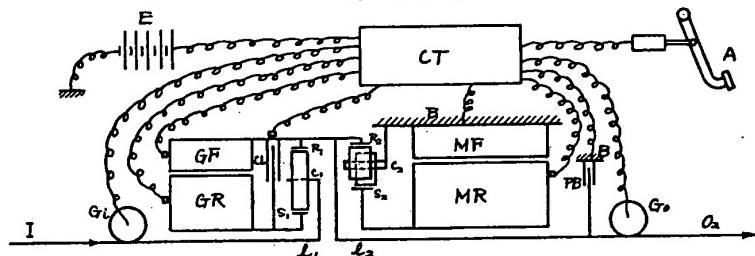
方9図



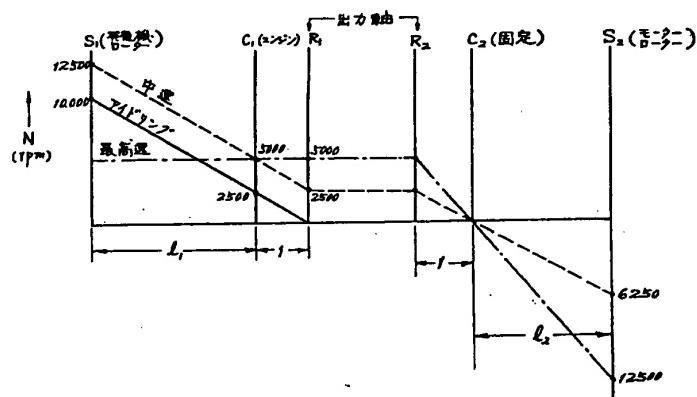
ガ 10 図



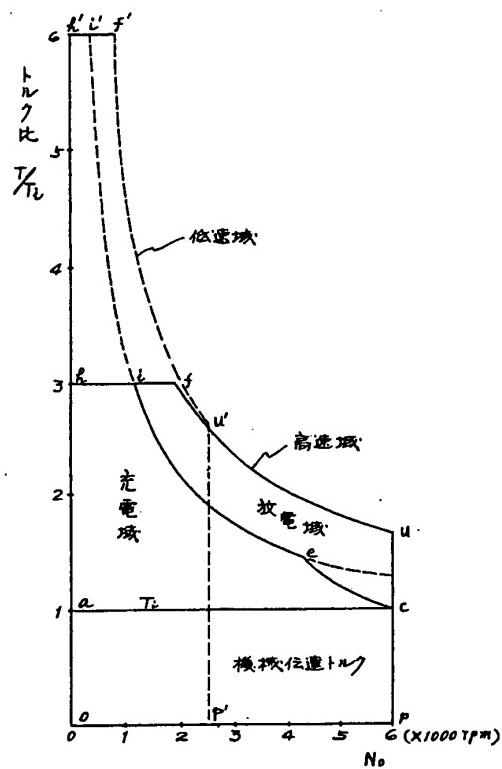
ガ 11 図



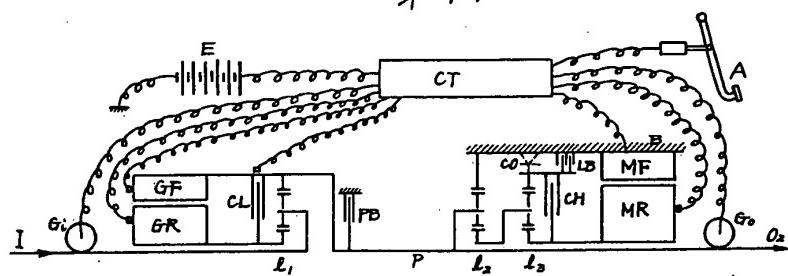
ガ 12 図



第13図



第14図



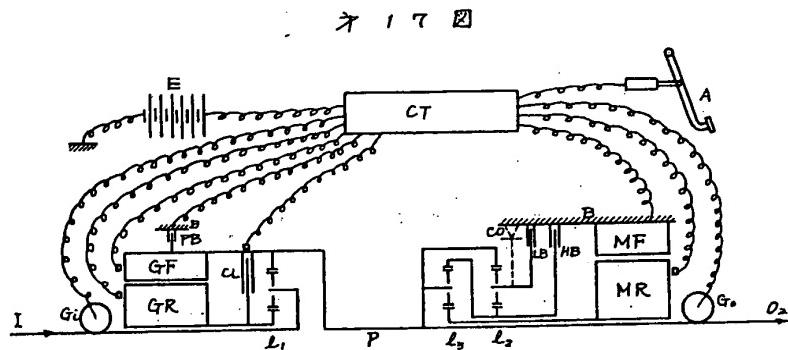
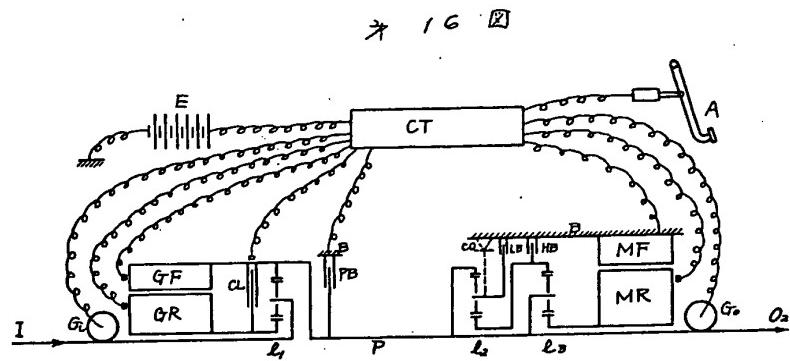
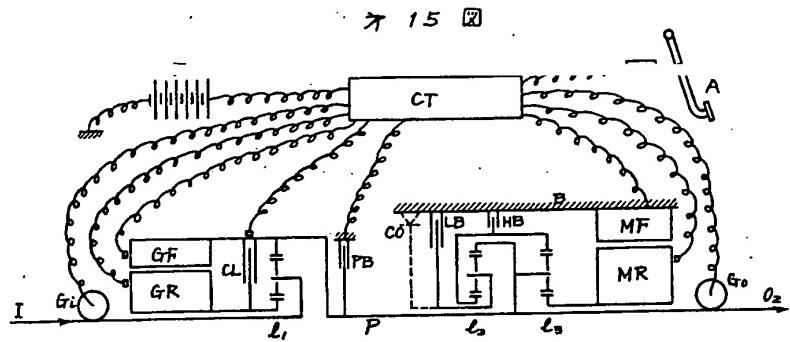


図18

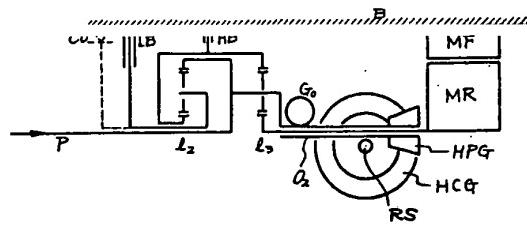


図19

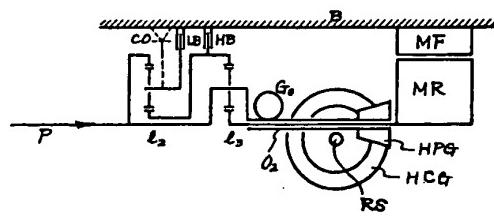


図20

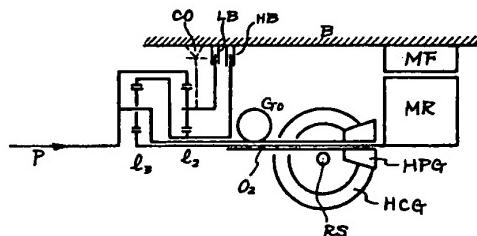
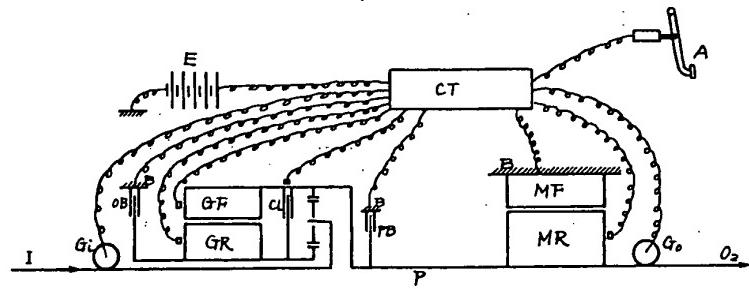
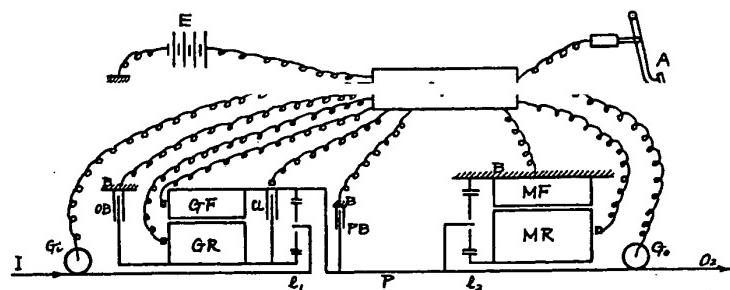


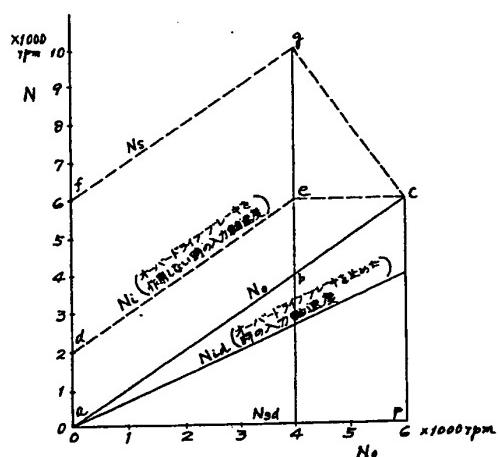
図21



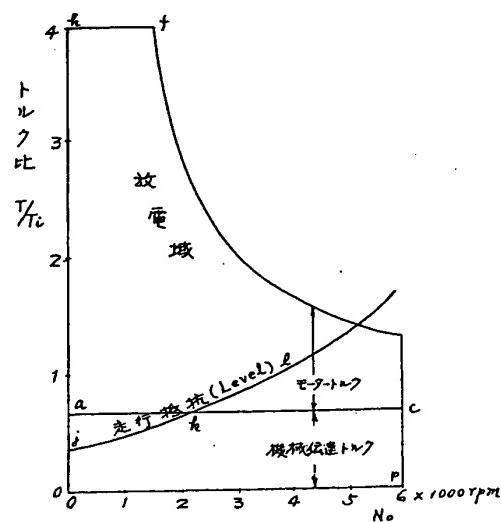
ア 22 図



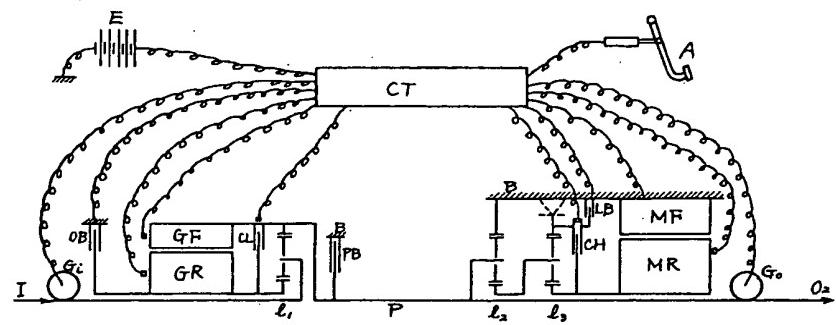
ア 23 図



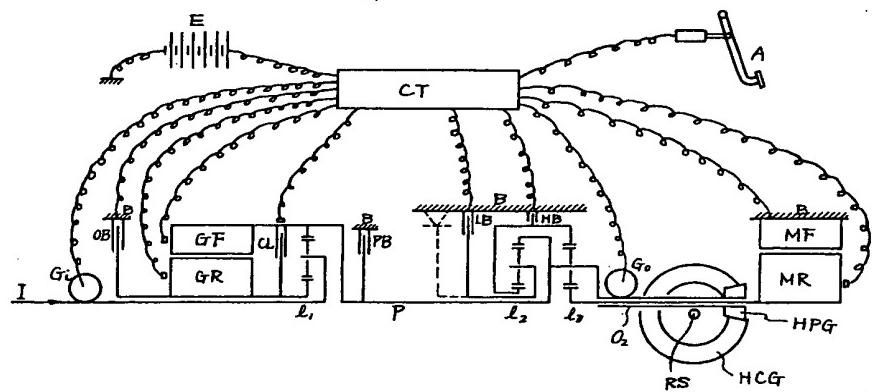
ア 24 図



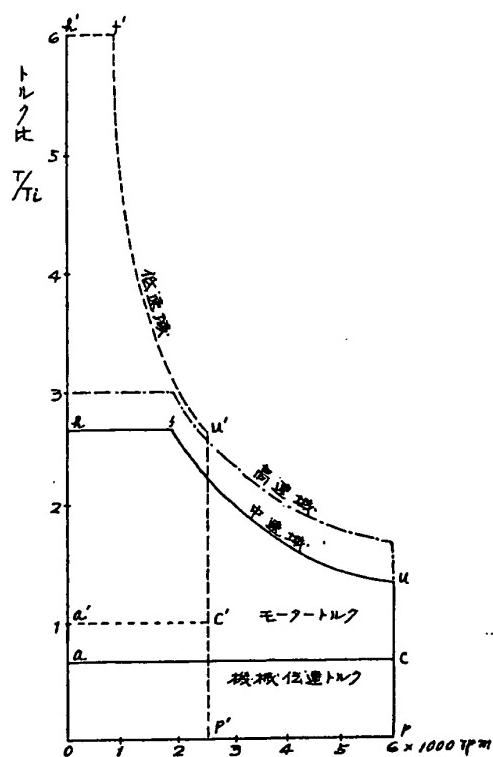
ア 25 図



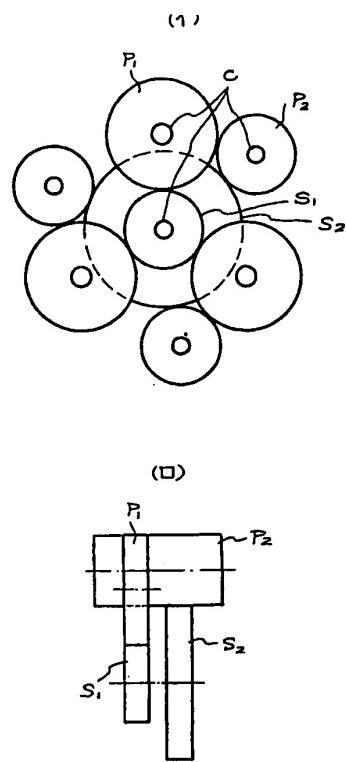
ア 26 図



第27図



第28図



第29図

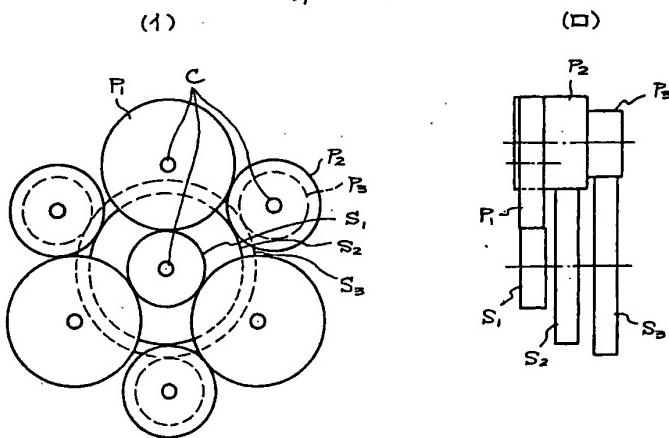


図30

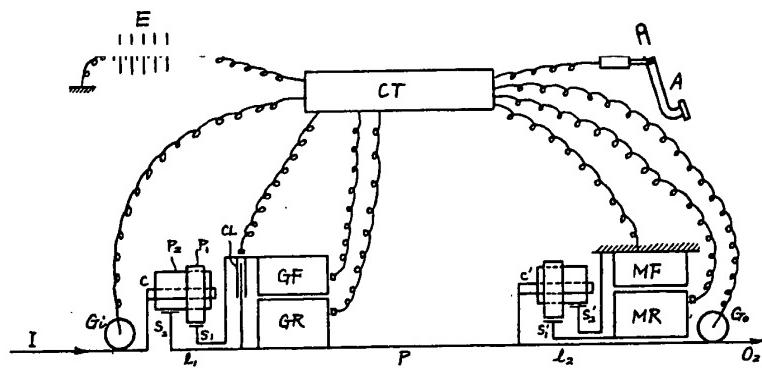


図31

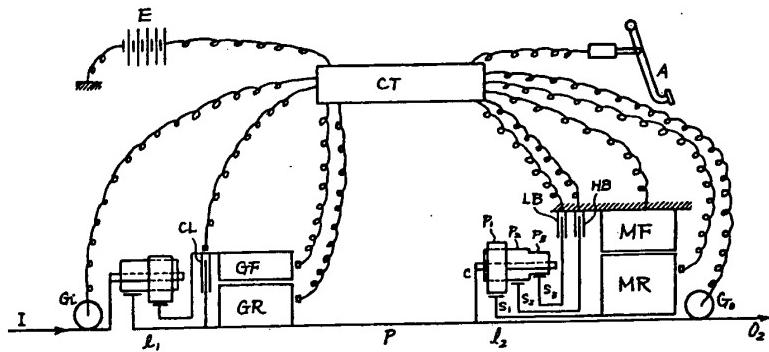
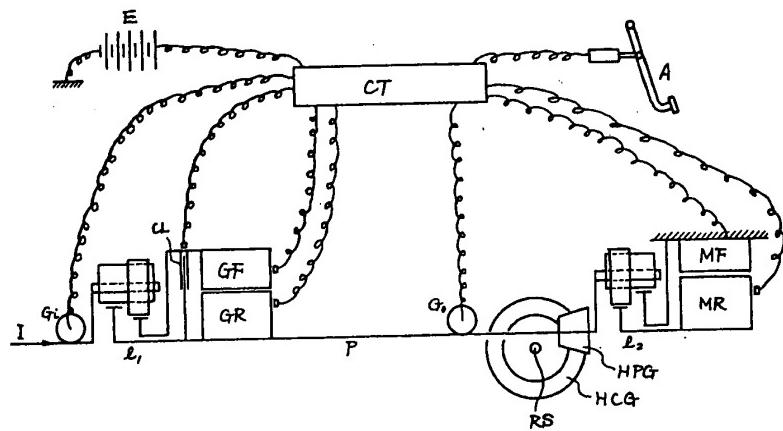
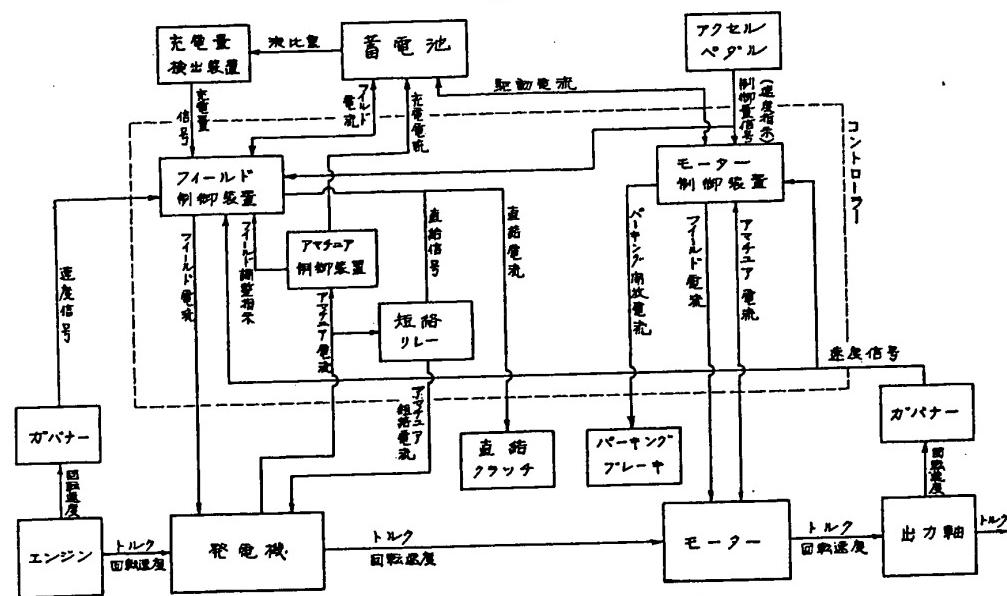


図32



カヨミ 図





(From Line 1 of Column 1)

5 BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWING

Fig. 1 is a skeleton drawing of one embodiment of the present invention. Figs. 2 to 4 are characteristic diagrams of the embodiment: Fig. 2 is a diagram of revolution speed of each part corresponding to the revolution speed of an output shaft, Fig. 3 is a 10 torque characteristic diagram, and Fig. 4 is a power characteristic diagram. Figs. 5 to 8 show modified examples, and Fig. 9 is a velocity diagram of Figs. 7 and 8. Figs. 10 and 11 also show modified examples, and Fig. 12 is a velocity diagram of Fig. 10. Figs. 13 to 20 are explanatory diagrams in the case of decelerating 15 a motor 2 in two speed: Fig. 13 is a torque characteristic diagram of that case, and Figs. 14 to 20 individually show modified examples of that case. Figs. 21 to 27 are explanatory diagrams of a type which is allowed to overdrive to an engine: Figs. 21 and 22 show an embodiment of that, Fig. 23 is a velocity diagram of that, Fig. 24 is 20 a torque relationship diagram corresponding to speed of a vehicle, Figs. 25 and 26 show another embodiments, and Fig. 27 shows another example of a torque characteristic diagram. Figs. 28 and 29 show two examples of a planetary gear set mechanism having no internal gear, which is applicable to the present invention: in each 25 drawing, ↖ is its front view, □ is its side view, and Figs. 30 to 32 show an embodiment of that. Besides, Fig. 39 shows an example of

electricity receipt relationship diagram.

#### DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION

The present invention relates to a differential type electromotive continuously variable transmission, and basically, it has been conceived based on a concept as an automatic transmission of an electric motor-driven type. However, this invention can be utilized as a hybrid type electric vehicle by means of employing an appropriate storage battery. Moreover, a split method is employed for power transmission: one of the routes is to convert energy by an electric generator or an electric motor, and the other route is to transmit energy mechanically directly. Therefore, transmission loss is very seldom.

Furthermore, it is possible to use only mechanical drive mainly for normal driving. Compared with an ordinary gasoline-fueled automobile, air pollution due to emission is rather less, because a smaller capacity engine is employed and a throttle valve is always fully opened. A total of an engine output and a motor output is a total power output so that a smaller than that of ordinary hybrid method which utilizes only the motor output is sufficient. The electrical output is used together with the engine output only for starting to move, climbing a hill, or outputting a maximum speed whereas the electric power is not used for driving on a flat road, so that there is an advantage as it is sufficient for the storage battery to have a small capacity.

The first example of the present invention will be described

hereinafter. An input power from the engine is applied to a carrier of a simple planetary gear mechanism and then distributed to a sun gear and a ring gear. Energy of the sun gear rotates a rotor of the electric generator to generate electricity. The ring gear is  
5 connected directly with an output shaft so that a power is transmitted for moving the vehicle mechanically. However, this torque is insufficient to start moving and climbing a hill. Therefore, the energy generated electrically is applied to the motor connected directly with the output shaft to be regenerated as a  
10 bigger torque. The sun gear rotates at a higher speed than the output shaft when the vehicle is stopped so that the electric generator can be downsized. It is possible to be speed up the motor in case of the route from the motor to the output shaft by reducing the speed so that the motor also can be further downsized.

15 Moreover, a bigger output power can be obtained by means of rotating the motor at a high speed by shifting to the second gear when the vehicle is traveling at a low speed. Also, the engine output corresponding to a traveling resistance can be obtained under overdrive status while the output power is transmitted from  
20 the engine to the output shaft by means of rotating the engine side at a lower speed than the output shaft. Fig. 1 is a skeleton drawing showing an example of the present invention. Power  $P_i$  transmitted to an input shaft I from the engine is then transmitted to the carrier  $C_1$  of the planetary gear and split in two. The sun gear  $S_1$  of the planetary gear rotates a rotor GR of the electric generator, while the ring gear  $R_1$  rotates a field GF. The field GF  
25

of the electric generator is directly connected with an intermediate shaft (output shaft) O<sub>1</sub> and rotates simultaneously. The relationships among the input shaft I, the intermediate shaft O<sub>1</sub>, and the rotor GR of the electric generator are as shown in Fig. 2.

5        A rotor MR of the motor is installed on the intermediate shaft O<sub>1</sub>. A field MF of the motor is fixed to a vehicle body B, and the rotor MR is connected with an output shaft O<sub>2</sub>. A controller CT makes the electric generator generate electricity with keeping the difference of the rotating speed of the field and the rotor by 10 controlling a field current of the electric generator to adjust an absorbed torque of the electric generator, and then sends the current to a storage battery E. For that purpose, the input shaft I(or the engine) and the output shaft O<sub>2</sub> comprise governors G<sub>i</sub> and G<sub>o</sub>. An instruction is given to the controller CT by an accelerator 15 pedal A to compare the rotating speed of the output shaft, so that a driving torque of the motor is controlled. A generation torque of the motor can be increased to accelerate a vehicle when the accelerator is stepped, while the control is executed utilizing the motor itself as the electric generator to recovering the electricity 20 when the accelerator is released. Besides, CL represents a directory-coupled clutch, and PB represents a parking brake.

(From the Line 2 of the column 7)

25        In Fig. 7, the speed of the electric generator is increased against the input shaft I, and the speed of the output shaft O<sub>2</sub> is

reduced against the motor. As shown in Fig. 8, to arrange the electric generator forward is convenient for the arrangement of a flash, and enables to separate the electric generator and the motor and connect those with a propeller shaft.

5       Fig. 9 is a velocity diagram of Figs. 7 and 8 with assumption of  $I_1 = 3$ ,  $I_2 = 2$  ( $N_i \text{ max} = 5000\text{rpm}$ ,  $N_s \text{ max} = 15000\text{rpm}$ ). Each longitudinal line is a functional scale showing the revolution speed of each gear, and diagonal lines are showing that the relation of the speed of each gear is in a straight line.

10      In Fig. 10, direction of the revolution has to be opposite, but the speed reduction ratio can be small.

As shown in Fig. 11, the speed reducing ratio of the motor becomes small in the forward direction, if double pinion type planetary gear sets  $R_{2i}$ ,  $C_{2s}$ , and  $S_g$  are employed.

15      Fig. 12 is a velocity diagram of Fig. 10 with assumption of  $I_1 = 3$ ,  $I_2 = 2.5$  (maximum revolution speeds of the electric generator and the motor are congruent with each other).

There is an anxiety on each of aforementioned example, such as sufficient power cannot be outputted in case of starting to move 20 on an abrupt slope. As a countermeasure for that, it is effective to employ the power transmitting route from the motor to the output shaft as a two speed axle device, a low speed range of which is used for starting to move and climbing a hill, and a high speed range of which is used while driving a flat road.

25      Fig. 13 is a performance curve and in this case, in which  $o$ ,  $h$ ,  $f$ ,  $u$ ,  $p$  represent a performance curve in the low speed range, and  $o'$ ,

$h'$ ,  $f'$ ,  $u'$ ,  $p'$  represent a performance curve in the high speed range. The magnitude of the torque  $ah$  is three times as big as  $cu$ , however, the speed reduction ratio is assumed as 2.5, so that  $ah$  is 7.5 times as big as  $cu$ , and  $h'$  is three times as big as  $pu$ . If the speed of the vehicle at point  $p$  is assumed as 150km/h, the speed at point  $p'$  is 60km/h.

There are various arrangements with a motor with a speed reducing gear, which comprises such characteristic. In the embodiment shown in Fig. 14, two simple planetary gears are arranged in line. The power transmitting route to the output shaft  $O_2$  from the motor releases a high clutch  $CH$  in case of low speed driving and reversing, and then fixes the ring gear of the third planetary gear set  $I_3$  by engaging a low break  $LB$ . The motor is rotated in the forward direction in case of low speed driving, and rotated in the opposite direction in case of driving reversal. The low break  $LB$  is released and the high clutch  $CH$  is engaged in case of a high speed driving. Now, assuming dimensions of the second planetary gear set  $I_2$  and the third planetary gear set  $I_3$  are same, and assuming pitch arcuate radii of the ring gears of those are  $I$ -times as the pitch arcuate radius of the sun gear, a speed range ratio of the motor of the output shaft to the rotor in each speed range is as follows:

$$\text{Low speed: } R_1 = (I + 1)^2$$

$$\text{High speed: } R_2 = (I + 1)$$

$$25 \quad \therefore R_1 / R_2 = (I + 1)$$

For example, if  $I = 2.0$ ,  $R_1 = 9.0$ ,  $R_2 = 3.0$ , and  $R_1/R_2 = 3.0$ .

In this figure, the electric generator GF and the motor MR are connected through the propeller shaft P. It can be utilized for improving a weight distribution of the vehicle by means of integrating the electric generator and the engine, and arranging

5 the motor in the vicinity of the rear driving shaft with separating from those. Figs. 15 to 17 show another set of speed reduction gears. In any of those three examples, the propeller shaft P is engaged with the ring gear of the second planetary gear set  $I_2$  and with the carrier of the third planetary gear set  $I_3$ , being connected

10 with the output shaft. Also, the sun gear of the second planetary gear set  $I_2$  and the ring gear of the third planetary gear set  $I_3$  are engaged together and connected with the high brake HB. The carrier of the second planetary gear set is connected with the low brake LB, and the sun gear of the third planetary gear set is

15 connected with the rotor MR of the motor. When the vehicle travels at a low speed or backward, the carrier of the second planetary gear set is fixed by means of releasing the high brake HB and engaging the low break LB. When the vehicle travels forward at a high speed, the ring gear of the third planetary gear set is fixed

20 by means of releasing the low brake LB and engaging the high brake HB therewith. Since the carrier of the second planetary gear set rotates forward at this time, if the carrier of the second planetary gear set is allowed to rotate forward but locked in the opposite direction using an one-way clutch CO as depicted with

25 dotted lines in the figure in parallel with the low brake, a condition becomes same as actuating the low brake at a low speed traveling

by preventing the second planetary gear from backward rotation in consequence of a reaction force even if any of brakes is released without being fixed, and therefore the output shaft rotates forward at a low speed. It becomes high-speed status immediately if the 5 high brake is actuated, so that the shift shock while transiting from low speed to high speed is thereby prevented. (In case of Fig. 14, that can be executed using the one-way clutch CO at the position of dotted lines.)

10 (From the Line 1 of Column 9 to Line 42 of Column 10)

Figs. 18 to 20 show that the motor is arranged at the rearmost portion of the vehicle and there are provided hypoid gears HPG and HCG between the speed reduction gears train and the 15 motor so as to rotate a rear drive shaft RS. The arrangement of the speed reduction gear train is similar to those shown in Figs. 15 to 17, and operation of each gear is also same, but it is different from the previous embodiment that the output shaft O<sub>2</sub> is mounted to the carrier of the third planetary gear set oppositely against the 20 propeller shaft. Though the input shaft from the engine, the electric generator and so on are omitted in these drawings, their functions are also similar to those of the previous embodiment. In this case, the output shaft O<sub>2</sub> is hollow through which a transmission shaft is provided for transmitting a torque from the 25 motor to the sun gear of the third planetary gear set. A hypoid pinion gear HPG is mounted on the output shaft and transmits the

power to a crown gear HCG meshed therewith so as to rotate the rear drive shaft RS. In the embodiments of Figs. 1 to 15, the revolution speed of the output shaft is 4000rpm. at the point where the traveling resistance is balanced with the mechanical 5 transmission torque, as shown in Fig. 3, and this is almost 100km/h if it is translated into vehicle speed. This speed is appropriate to drive in suburbs, but too fast to drive in cities. Since a redundancy of horsepower always has to be consumed for generating the electricity, there is an anxiety for generation of 10 electricity to be excessive. One countermeasure is to downsize the engine comparatively to increase the horsepower of the motor.

Another countermeasure is that the output shaft is overdriven to the engine so as to utilize the engine output sufficiently while moving a vehicle, climbing a hill, and driving at a 15 maximum speed: on the other hand, the engine speed is made lower than the output shaft speed and restricted its horsepower, thereby to balance the traveling resistance only with the output power while driving in the cities. The contents of such method will be described hereafter.

Fig. 21 is a fundamental form, oppositely arranging the planetary gear set and the electric generator in contrast to Fig. 1. According to Fig. 21, moreover, the output shaft is overdriven to the engine when a rotor GR of the electric generator is halted by an overdrive brake OB. In the Fig. 22, the transmission is executed 25 from the rotor of the motor side with further reduction of the speed of the output shaft O<sub>2</sub>, for speeding up and weight saving of the

motor. The action of the motor is same as that shown in Fig. 8. Arrangements according to Figs. 9 and 10 are also possible to be employed, however, further explanation is omitted because their actions are also same as above. The relation between the 5 revolution speed of each member and the revolution speed of the output shaft of both arrangements is shown in Fig. 23.

The dotted line represents the revolution speed  $N_s$  of the sun gear and the revolution speed  $N_i$  of the carrier when they are not overdriven. If the brake is actuated to have the status 10 overdrive, the sun gear is stopped as indicated with  $N_{sd}$ . Moreover, the revolution speed of the carrier connected with the input shaft becomes  $N_{ib}$  and rotates at a lower speed than that of the output shaft.

Those torque relationships are similar to that Fig. 3 shows 15 under non-overdrive status, but the mechanical transmission torque is reduced under overdrive status, as shown in Fig. 24. A motor torque is added thereto, but becomes smaller output torque as a whole than that shown in Fig. 3. Since the electric generator is not executing electric generating action on this occasion, the 20 whole region of the motor torque becomes discharging zone electrically. If the electric generator executes electric generating action on this occasion, the mechanical transmission torque corresponding to the consumed power is reduced. Assuming the traveling resistance at the flat road as  $ikl$ , an intersecting point  $k$  25 of the mechanical transmission torque line  $ac$  and the line is the balancing point between the mechanical transmission torque and

the traveling resistance. The driving speed of this point is around 50km/h in the drawing, but it is better to actuate the electric generator while driving in lower speed than this, and to operate a controller in accordance with instructions of the accelerator pedal  
5 as actuating the motor for turning to high speed.

Because the engine always rotates at a lower speed than that of the output shaft in this condition, it is possible to expect a quiet driving. On the other hand, if the rotating speed is lowered enough for the engine to knock, a normal condition may be achieved  
10 by releasing an overdrive brake. Fig. 25 shows a gear train corresponding to that shown in Fig. 14, in case of arranging a two-speed axle device on the motor side. A gear train corresponding to that of Figs. 15 to 17 is also possible to be employed, but explanations for that will be omitted since that is  
15 easily understood with referring to the drawings. Fig. 26 shows a gear train corresponding to that shown in Fig. 18, arranging a final speed reduction gear as a hypoid gear at the intermediate portion between a speed reduction gear train and the motor. Since it is easy to understand that such trains of gears as corresponding to  
20 Figs. 19 and 20 are also possible, further explanations will be omitted. Fig. 27 shows a torque curve in this condition. A horizontal axis represents a rotating speed of the output shaft, and a vertical axis represents an output shaft torque in accordance with each driving condition, in contrast to an engine torque. A dotted  
25 line and a dashed line are same as a low-speed range and a high-speed range shown in Fig. 13.

(From line 11 of Column 11)

...The planetary gear system shown in said each embodiment may  
5 be replaced with a planetary gear set system having no internal  
gear as shown in Figs. 28 and 29. In Figs. 28 and 29, C  
corresponds to a carrier,  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$  correspond to a first and a third  
sun gears, and  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  correspond to a first, a second, and a third  
planetary gears, acting same as the simple planetary gear pair.

10 A depiction of Fig. 30 is basic and corresponds to Fig. 8.

Fig. 31 is in the case of changing a deceleration of a motor in  
two-speed, with the second planetary gear set corresponding to that  
shown in Fig. 29.

Fig. 32 is an example showing a final speed reduction gear  
15 adopted as a hypoid gear and the motor arranged rearward. Since  
its function is same as that of Fig. 30, a particular explanation for  
that will be omitted. In this case, moreover, it will be easy  
understood from the above embodiment that the second planetary  
gear set may be same as that of Fig. 29.

20 According to these arrangements, moreover, the propeller  
shaft may be overdriven to the engine. For example, not shown  
especially but in case of Fig. 30, if the rotary field GF is fixed when  
a vehicle is at a high speed, it rotates at a higher speed than the  
carrier of the armature side. That is, the relationship between the  
25 rotary field and the rotor of the electric generator in Fig. 14 is  
replaced with the one between the armature of the electric

generator and the rotary field in Fig.30. That construction is easily made if an overdrive brake is mounted on the rotary field and a parking brake is mounted on the propeller shaft.

[Claims]

5      1. A differential type electromotive continuously variable transmission in a transmission device for a vehicle which is constructed of a internal combustion engine as a prime mover and an electric generator combined with an electric motor as a transmission, characterized:

10                in that a high output is obtained by means of connecting an input shaft from the internal combustion engine with a carrier of a simple planetary gear set; connecting a sun gear of said simple planetary gear pair with an armature of the electric generator; connecting a ring gear of said simple planetary gear set  
15        with a rotary field of the electric generator and an output shaft; fixing a field of a motor to a vehicle; connecting an armature of the motor with said output shaft; driving a vehicle by combined torques outputted from a prime mover and the motor, applied to said output shaft; generating electricity by a difference of revolution speed  
20        between the sun gear and the ring gear of said planetary gear set and store the electricity temporarily in a storage battery provided separately, and: regenerating the electricity and sending it to the electric motor at moving a vehicle, at moving the vehicle, while accelerating abruptly, while climbing a up-hill slope, and while  
25        driving at a high speed.

2. A differential type electromotive continuously variable transmission in a transmission device for a vehicle which is constructed of a internal combustion engine as a prime mover and an electric generator combined with an electric motor as a  
5 transmission, characterized:

in that an electric motor is rotated at a high speed and thereby minimized by means of connecting an input shaft from the internal combustion engine with a carrier of a simple planetary gear set; connecting a sun gear of said simple planetary gear set  
10 with an armature of the electric generator; connecting a ring gear of said simple planetary gear pair with a rotary field and an output shaft of the electric generator; fixing a field of the motor to a vehicle, and; connecting the armature of the motor with said output shaft through a deceleration device.

15

3. A differential type electromotive continuously variable transmission according to Claims 1 and 2, characterized:

in that a high output is obtained by arranging an overdrive brake at a first rotor of the electric generator between a  
20 case with allowing the rotating part both rotating and stopping; driving a vehicle by combined torques outputted from a prime mover and the motor, applied to said output shaft at a normal driving; storing an electric output temporarily in a storage battery, and; regenerating the electricity and sending it to the electric  
25 motor at moving the vehicle, while accelerating abruptly, while climbing a up-hill slope, and while driving at a high speed; and,

in that the overdrive brake is activated at an economical driving to rotate the output shaft at a high speed against the prime mover so as to reduce the revolution speed of the prime mover against same vehicle speed, and the excess or deficiency of the 5 output and a vehicle traveling resistance is adjusted by absorbing with the electric generator or by generating an output with the electric motor.

4. A differential type electromotive continuously variable  
10 transmission according to Claims 1 to 3, characterized in that a simple planetary gear set is replaced with a planetary gear set having no internal gear.